

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

**Vliv strategie jízdy na provozní
spotřebu silničního motorového vozidla**

Impact of Driving Strategy on Operation
Consumption of Road Vehicle

Student:

Matěj Veselý

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jaromír Široký, Ph.D.

Ostrava 2019

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Zadání bakalářské práce

Student:

Matěj Veselý

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2301R003 Dopravní technika a technologie

Téma:

Vliv strategie jízdy na provozní spotřebu silničního motorového vozidla
Impact of Driving Strategy on Operation Consumption of Road Vehicle

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

Cílem práce je porovnání spotřeby silničních vozidel ve vztahu k definovaným strategiím jízdy po pozemní komunikaci.

Osnova:

1. Úvod.
2. Rovnice pohybu silničních vozidel a charakteristiky spotřeby.
3. Měření provozní spotřeby silničních vozidel, charakteristika strategií jízdy.
4. Analýza průběhu jízdy a návrhy strategií jízdy pro běžný silniční provoz.
5. Výpočet a porovnání spotřeby paliva pro navržené strategie jízdy.
6. Provozně technické zhodnocení.
7. Závěr.

Seznam doporučené odborné literatury:

MATĚJKA, Rostislav. *Vozidla silniční dopravy I*. 2. preprac. vyd. Bratislava: Alfa, 1990. ISBN 80-05-00392-7.

Podklady výrobců silničních vozidel.

ŠIROKÝ, Jaromír. *Mechanika v dopravě II: příklady*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2006. ISBN 80-248-1252-5.

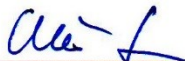
VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: F. Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jaromír Široký, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. května 2019.


.....
Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на ве́домі́, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2019.



.....
Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Matěj Veselý

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Olomouc, Vančurova 5

Poděkování

Velmi rád bych poděkoval panu Ing. Jaromírovi Širokému, Ph.D. za jeho odborné rady a konzultace při vytváření této bakalářské práce.

Mé poděkování rovněž patří celé mé rodině za pomoc a podporu během studia.

Abstrakt

Cílem této bakalářské práce je porovnání spotřeby silničních vozidel ve vztahu k definovaným strategiím jízdy po pozemní komunikaci. Nejprve je uveden rozbor rovnic, vzorců a charakteristik, jakožto základních nástrojů pro popis pohybu a provozních vlastností automobilu. Dále jsou řešeny způsoby ovládání vozidla v příslušných situacích, jenž mají zásadní vliv na spotřebu vozidla. Z těch jsou vytvořeny 3 základní strategie jízdy, které by měly vyhovět většině provozovatelům vozidel dle jejich aktuální potřeby. Tyto jízdní strategie jsou dále zanalyzovány a vyhodnoceny.

Klíčová slova

Spotřeba silničního vozidla; spotřeba paliva; strategie jízdy; zatížení motoru; měření spotřeby vozidla

Abstract

The aim of this bachelor thesis is to compare the consumption of road vehicles in relation to defined strategies of driving on the road. First, an analysis of equations, formulas and characteristics is presented as the basic tools for describing the movement and operating characteristics of a car. Furthermore, the ways of controlling the vehicle in the relevant situations, which have a major impact on the vehicle consumption, are outlined, of which 3 basic driving strategies are created, which should satisfy most vehicle operators according to their current needs. These driving strategies are further analysed and evaluated.

Key words

Road vehicle consumption; fuel consumption; driving strategy; engine load; vehicle consumption measurement

Obsah

Úvod.....	14
1 Rovnice pohybu silničního vozidla a charakteristiky spalovacích motorů	15
1.1 Rovnováha sil působících na silniční vozidlo	15
1.1.1 Hnací síla.....	16
1.1.2 Jízdní odpory	17
1.2 Základní rovnice pohybu silničního vozidla	20
1.3 Charakteristiky spalovacích motorů.....	20
1.3.1 Otáčková charakteristika	20
1.3.2 Zatěžovací charakteristika.....	21
1.3.3 Úplná charakteristika.....	21
2 Měření provozní spotřeby silničních vozidel, charakteristiky strategií jízdy.....	23
2.1 Metodiky měření spotřeby paliva.....	23
2.1.1 NEDC	23
2.1.2 WLTP	23
2.1.3 Měření RDE	24
2.2 Měření spotřeby v provozních podmínkách.....	24
2.3 Teoretický výpočet provozní spotřeby silničního vozidla	24
2.4 Charakteristika strategií jízdy	25
2.4.1 Brzdění motorem, vyřazování	25
2.4.2 Používání rychlostních stupňů během jízdy	26
2.4.3 Způsob zrychlování	27
2.4.4 Jízda kopcovitým terénem.....	28
3 Analýza průběhu jízdy a návrhy strategií jízdy pro běžný silniční provoz	29
3.1 Analýza průběhu jízdy	29
3.1.1 Zrychlování	29
3.1.2 Jízda při konstantní rychlosti a výkonu motoru	30
3.1.3 Jízda výběhem	30
3.1.4 Brzdění motorem.....	31
3.2 Navržené strategie jízdy	31
3.2.1 Jízdní styl s důrazem na efektivitu	31
3.2.2 Jízdní styl bez dodržování zásad pro nízkou spotřebu	32
3.2.3 Jízdní styl s důrazem na krátkou dobu jízdy a využitím maximálního výkonu vozidla	33
4 Výpočet a porovnání spotřeby paliva pro navržené strategie jízdy.....	34

4.1	Specifikace vozidla	34
4.1.1	Tabulka technických parametrů vozidla.....	34
4.1.2	Úplná charakteristika.....	35
4.2	Měřicí zařízení	36
4.2.1	OBD II.....	36
4.3	Specifikace tratě	37
4.4	Výpočty	38
4.5	Výsledné hodnoty.....	42
4.6	Porovnání průběhů jednotlivých strategií	43
4.6.1	Rychlost vozidla v závislosti na ujeté dráze.....	43
4.6.2	Otáčky motoru v závislosti na ujeté dráze.....	44
4.6.3	Výkon motoru v závislosti na ujeté dráze	44
5	Provozně technické zhodnocení	46
5.1.1	Strategie č. 1 – Jízdní styl s důrazem na efektivitu	46
5.1.2	Strategie č 2 - Jízdní styl bez dodržování zásad pro nízkou spotřebu	46
5.1.3	Strategie č 3 - Jízdní styl s důrazem na krátkou dobu jízdy a využitím maximálního výkonu vozidla.....	46
	Závěr	47
	Použitá literatura	48

Seznam použitých veličin

Veličina	Název veličiny	Jednotka
F	Síla	N
P	Výkon	W
G	Tíha	N
O	Odpor vozidla	N
T	Teplota	°C
l	Délka	m
t	Čas	s
m	Hmotnost	kg
ρ	Součinitel rotujících hmot	-
v	Rychlost	m.s ⁻¹
S_x	Čelní plocha vozidla	m ²
s	Sklon tratě	%
a	Zrychlení	m.s ⁻²
g	Tíhové zrychlení	m.s ⁻²
n	Otáčky motoru	min ⁻¹
M	Točivý moment	Nm
η	Účinnost	-
i	Převodový poměr	-
c_x	Součinitel odporu vzduchu	-
M_{PH}	Hodinová hmotnostní spotřeba	kg.h ⁻¹
m_{pe}	Měrná spotřeba	g/kWh
M_p	Hmotnostní spotřeba	kg
M_v	Objemová spotřeba	l
ρ	Hustota	kg.m ⁻³

Seznam použitých zkratek

Zkratka	Význam zkratky	Anglický význam
NEDC	Metodika měření emisí, a tím i spotřeby paliva osobních vozidel používaná od 70. let minulého století	New European Driving Cycle
WLTP	Nová metodika měření emisí, a tím i spotřeby paliva, osobních vozidel	Worldwide harmonised Light vehicles Test Procedure
RED	Skutečné provozní emise	Real Driving Emissions
PEMS	Měřicí zařízení emisí, které v reálném čase monitoruje sledované atributy ve výfukových plynech	Portable Emission Measuring Systems
MPi	Vícebodové vstřikování paliva	Multi-Point Injection
OBD	Palubní diagnostika	On-Board diagnostic
PID	Parametrický identifikátor	Parameter Identity Document
GPS	Světový systém určení polohy	Global Positioning System
MS	Microsoft	Microsoft

Seznam obrázků

Obrázek 1:	Síly působící na silniční vozidlo [16]
Obrázek 2:	Hnací síla potřebná k překonání jízdních odporů [5]
Obrázek 3:	Jmenovitá otáčková charakteristika motoru [17]
Obrázek 4:	Úplná charakteristika motoru [5]
Obrázek 5:	Měrná spotřeba v závislosti na zatížení motoru [13]
Obrázek 6:	Renault Mégane Classic 1.4 16V 70kW
Obrázek 7:	Modul OBD-II ELM 327
Obrázek 8:	Mapa – testovací trať
Obrázek 9:	MS Excel – Ukázka výpočtového listu
Obrázek 10:	Výškového převýšení na testovací trati
Obrázek č.11:	Rychlost vozidla v závislosti na ujeté dráze
Obrázek č.12:	Otáčky motoru v závislosti na ujeté dráze
Obrázek č.13:	Celkový výkon automobilu v závislosti na ujeté dráze

Seznam tabulek

Tabulka č.1:	Technické specifikace testovacího vozidla [16]
Tabulka č.2:	Vyhodnocení výsledků měření

Úvod

Silniční vozidlo je nedílnou součástí každodenního života většiny populace. Nejběžnějším způsobem jeho pohonu je stále spalovací motor, který už od jeho objevení prochází neustálým vývojem a zlepšováním. Zvyšující se nároky zákazníků, konkurenční boj, nové technologické možnosti, ale i mezinárodní normy nutí konstruktéry hledat stále nová řešení pro plnění všech požadavků kladených na motory. Jeden z nejsledovanějších parametrů vozidla je, mimo jiné z důvodu globálního oteplování a stále rostoucího počtu automobilů, jeho provozní spotřeba paliva. Vzhledem k tomu, že spalovací motory jsou v současné době dovedeny na hranici principiálních možností, jejich účinnost se již příliš zvyšovat nedá. Proti tomu jdou požadavky nadnárodních organizací, kdy jsou kladeny velmi přísné cíle na flotilovou spotřebu a tvorbu emisí. I díky těmto okolnostem budou automobilky stále více využívat hybridní technologie a elektrifikaci při dalším snižování jízdních odporů a vnitřních odporů motorů.

Optimalizovat spotřebu vozidla lze také kromě složitých a nákladných technických řešení volbou vhodného jízdního stylu adekvátního individuálním potřebám. Úprava jízdního stylu může prodloužit životnost některých komponentů vozidla a může se díky ní efektivněji využít spotřebované palivo, při zachování požadovaného času na přepravu.

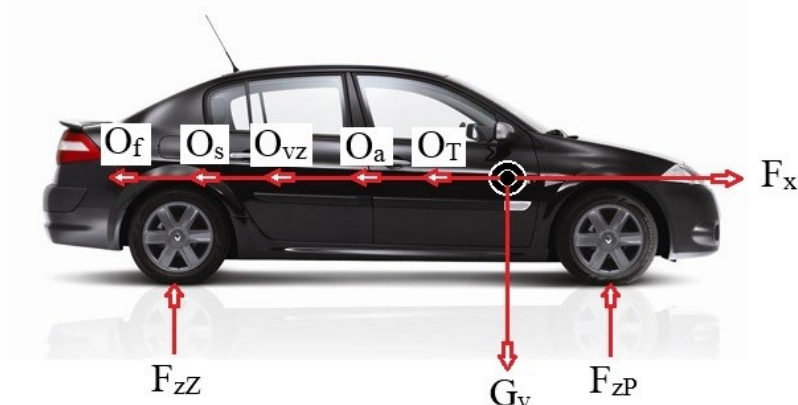
V této bakalářské práci jsou nejprve definovány jízdní odpory, ze kterých pak vychází základní rovnice pohybu vozidla. Dále uvádím charakteristiky spalovacích motorů, jenž jsou potřeba pro výpočty. Následně je v této práci zmíněno, jak jednotlivé prvky jízdního stylu mohou ovlivňovat spotřebu paliva, co vede k její redukci a co ji naopak zvyšuje. Z těchto jednotlivých prvků jsou pak definovány tři jízdní strategie s důrazem buď na nízkou spotřebu paliva, krátkou dobu jízdy nebo na minimální požadavky na ovládání vozidla.

V praktické části je předem určená trať, vyhovující potřebám měření, projeta všemi definovanými strategiemi a pomocí jízdních dat a úplné charakteristiky motoru je určena výsledná spotřeba pro jednotlivé strategie. Průběhy jednotlivých jízd jsou vyhodnoceny a porovnány.

1 Rovnice pohybu silničního vozidla a charakteristiky spalovacích motorů

1.1 Rovnováha sil působících na silniční vozidlo

Pro základní popis pohybu silničního vozidla používáme jeho rovnici, kdy x-ovou složku tvoří hnací síla, proti které působí odpory. Aby se vozidlo uvedlo do dopředného pohybu, musí být hnací síla větší než síly odporové, má-li zůstat v rovnoměrném pohybu, musí být hnací síla součtu odporových sil rovna. Za určitých podmínek může mít odpor sklonu a vzduchu zápornou hodnotu, může tedy působit jako síla hnací. Ve směru osy z pak v těžišti vozidla působí tíhová síla, reakcí na ni jsou síly opačného směru působící od vozovky. Rozložení těchto sil závisí na poloze těžiště vůči středu rozvoru kol, v případě, že vůz brzdí, se zvyšuje působení síly na přední nápravě, na zadní naopak snižuje. [9]



Obrázek 1: Síly působící na silniční vozidlo [16]

Rovnováhu sil ve směru osy x je možné zapsat ve tvaru:

$$F_x = O_f + O_s + O_{vz} + O_a + O_T \quad [\text{N}] \quad (1.1)$$

F_x [N] hnací síla v podélném směru

O_f [N] odpor valení

O_s [N] odpor sklonu

O_{vz} [N] odpor vzduchu

O_a [N] odpor zrychlení

O_T [N] odpor tahu přípojného vozidla

Rovnováhu sil ve směru osy z je možné zapsat ve tvaru:

$$F_{ZP} + F_{ZZ} - G_v = 0 \quad [N] \quad (1.2)$$

F_{ZP} [N] síla působící na přední nápravu

F_{ZZ} [N] síla působící na zadní nápravu

G_v [N] tíha vozidla

1.1.1 Hnací síla

Primární zdroj hnací síly je u silničního motorového vozidla spalovací motor s vnitřním spalováním, ve kterém dochází k přeměně vázané chemické energie na mechanickou práci. Rozpínání směsi při spalování ve válci vytváří tlak na píst, který tak koná posuvný pohyb, ten kliková hřídel transformuje na pohyb rotační. V případě vozu s manuálně řazenou převodovkou pak vzniklý točivý moment pokračuje přes spojku k převodovce, kde dochází dle potřeb k optimalizaci točivého momentu a otáček. Z převodové skříně je točivý moment rozváděn na jednotlivá kola. [10][6]

Točivý moment na kole M_k je roven točivému momentu na motoru M_{SM} násobeného celkovým převodovým poměrem i_c – ten je dán zařazeným rychlostním stupněm a stálým převodem rozvodovky a účinnostmi těchto převodů η_{pu} . [9]

$$M_k = M_{SM} \cdot i_c \cdot \eta_{pu} \quad [Nm] \quad (1.3)$$

M_k [Nm] točivý moment na hnacích kolech

M_{SM} [Nm] točivý moment na výstupní hřídeli motoru

i_c [-] celkový převodový poměr

η_{pu} [-] účinnost převodového ústrojí

Hnací síla realizovaná na obvodu hnacích kol F_k je pak dána hnacím momentem na kole M_k děleným poloměrem kola r_k .

$$F_k = \frac{M_k}{r_k} = \frac{M_{sm} \cdot i_c \cdot \eta_{pu}}{r_k} \quad [N] \quad (1.4)$$

F_k [N] hnací síla na obvodu kola

r_d [m] poloměr kola

Obvodová rychlost hnacího kola v_k odpovídá rychlosti vozidla, vyjádřena je v následující rovnici: [9]

$$v_k = 2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot \frac{n_{SM}}{60} \cdot \frac{1}{i_c} \quad [\text{m.s}^{-1}] \quad (1.5)$$

v_k [m.s⁻¹] obvodová rychlost kola

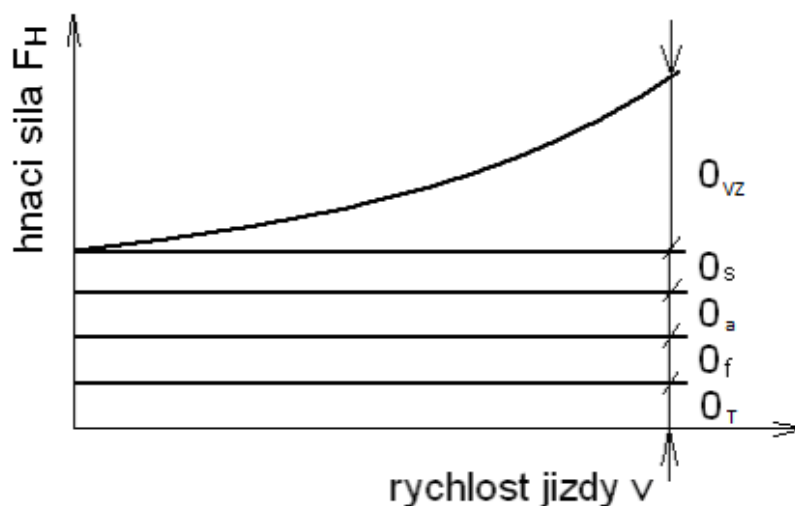
n_{SM} [min⁻¹] otáčky motoru

Jmenovitý výkon motoru lze vypočítat dle následující rovnice: [1]

$$P_{SM} = F_k \cdot v_k \cdot \frac{1}{\eta_{pu}} \cdot 10^{-3} \quad [\text{kW}] \quad (1.6)$$

1.1.2 Jízdní odpory

Síly působící proti pohybu vozidla nazýváme jízdními odpory, jejich sečtením dostáváme celkový jízdní odpor. Ten je tvořen odporem sklonu O_s při jízdě do svahu, zrychlení O_z během akceleraace, vzdušným O_v , valivým O_f a odporem tahu přípojného vozidla O_T , je-li za vůz připojeno. Na obrázku níže můžeme vidět graficky znázorněnou sílu potřebnou k překonání odporů v závislosti na rychlosti jízdy. [3][2]



Obrázek 2: Hnací síla potřebná k překonání jízdních odporů [5]

- **Odpor valení**

Valivý odpor vzniká při rotačním pohybu kruhového tělesa po podložce, v případě automobilu při styku kola s vozovkou. Pneumatika kola i vozovka se při jízdě mírně

deformují a rotační energie je měněna na teplo. Celkový valivý odpor je tvořen součtem odporů jednotlivých kol či náprav. Na velikost odporu valení má vliv tíha vozidla G_v , sklon vozovky a součinitel odporu valení f , ovlivnit lze správným tlakem huštění a seřízením geometrie náprav. [5]

Do valivého odporu také zahrnujeme smýkání výstupků dezénu a tření v ložiskách nepoháněných kol. [7]

$$O_f = \sum Z_k \quad [\text{N}] \quad (1.7)$$

$$O_f = G \cdot f \cdot \cos \alpha = m_a \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha \quad [\text{N}] \quad (1.8)$$

G_v [N] tíha vozidla

f [-] součinitel odporu valení

m_a [kg] hmotnost vozidla

g [m.s^{-2}] tíhové zrychlení

α [$^\circ$] úhel sklonu vozovky

Při jízdě po rovině je kosinová složka rovna jedné, platí tedy:

$$O_f = G_v \cdot f \cdot \cos \alpha = m \cdot g \cdot f \quad [\text{N}] \quad (1.9)$$

- **Odpor stoupání**

Odpor stoupání je určen složkou tíhy vozidla rovnoběžnou s povrchem vozovky, závisí na úhlu sklonu vozovky a hmotnosti vozidla. Při jízdě do svahu je sinová složka kladná a odpor stoupání působí proti pohybu vozidla, v rovnici je se znaménkem plus. Je-li sinová složka záporná, jedná se o klesání. Odpor stoupání působí v těžišti vozidla. [5]

$$O_s = m_a \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}] \quad (1.10)$$

Je-li vyjádřen sklon s v procentech, nikoli ve stupních, lze přepočet provést podle následující rovnice:

$$\alpha = \arctg \left(\frac{s}{100} \right) \quad [^\circ] \quad (1.11)$$

s [%] sklon vozovky

- **Odpor vzduchu**

Prostředí, ve kterém se vozidlo pohybuje vyvolává rozdílem tlaků před a za vozidlem vzdušný odpor, jeho velikost kvadraticky závisí na náporové rychlosti proudění vzduchu

kolem vozidla v_r , čelní ploše S_x , experimentálně zjištěném součiniteli vzdušného odporu c_x a měrné hmotnosti vzduchu, tu může ovlivnit například jeho teplota nebo přítomnost srážek. Součinitel odporu vzduchu má na spotřebu vozidla výrazný vliv, je proto žádoucí karoserii automobilu vhodně tvarovat a součinitel snížit, například pomocí zaoblených tvarů, krytů podvozku a kol, vhodným tvarováním přidě a zádě – proudnicově, nebo zrcátek a klik. [5][3]

$$O_v = 0,05 \cdot c_x \cdot S_x \cdot v_r^2 \quad [\text{N}] \quad (1.12)$$

c_x [-] součinitel vzdušného odporu

S_x [m^2] čelní plocha vozidla

v_r [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] rychlost proudění vzduchu kolem vozidla

- ***Odpor zrychlení***

Skládá se z odporu zrychlení posuvné části a z odporu zrychlení rotujících částí a vzniká při změně rychlosti vozidla. Během zrychlování působí proti směru pohybu, naopak při brzdění ve směru jízdy. Závisí na hmotnosti vozidla m , zrychlení a a na součiniteli vlivu rotačních hmot ϑ . Ten je dán momenty setrvačností jednotlivých rotujících komponent a celkovým převodem, tzn. stálým převodem rozvodovky, a právě zařazeným rychlostním stupněm. Pro zjednodušení vliv rotujících hmot nahrazujeme součinitelem vlivu rotujících hmot ϑ . [7][5]

$$O_z = \vartheta \cdot m \cdot a \quad [\text{N}] \quad (1.13)$$

ϑ [-] součinitel vlivu rotačních hmot

- ***Odpor tahu přípojného vozidla***

Je-li k vozidlu připojen přívěs, působí na něj odporem v ose spojovacího mechanismu. Na přípojně vozidlo, stejně jako na tažený vůz působí odpor vzduchu a stoupání, valivý a setrvačný odpor. Celkový odpor tahu přípojného vozidla je tak dán součtem všech odporů působících na přívěs. [7]

$$O_T = O'_f + O'_s + O'_{vz} + O'_a \quad [\text{N}] \quad (1.14)$$

1.2 Základní rovnice pohybu silničního vozidla

Tuto rovnici lze považovat za základní nástroj k popisu působení sil na vozidlo, pomocí které můžeme provést dynamický rozbor jeho pohybu. Vychází z rovnováhy sil ve směru osy x , kdy síla F_k je hnací síla potřebná k překonání jízdních odporů. Síla F_k je hnací síla F_x realizovaná na obvodu kola. [1]

$$F_k = O_f + O_s + O_{vz} + O_a + O_t \quad [N] \quad (1.15)$$

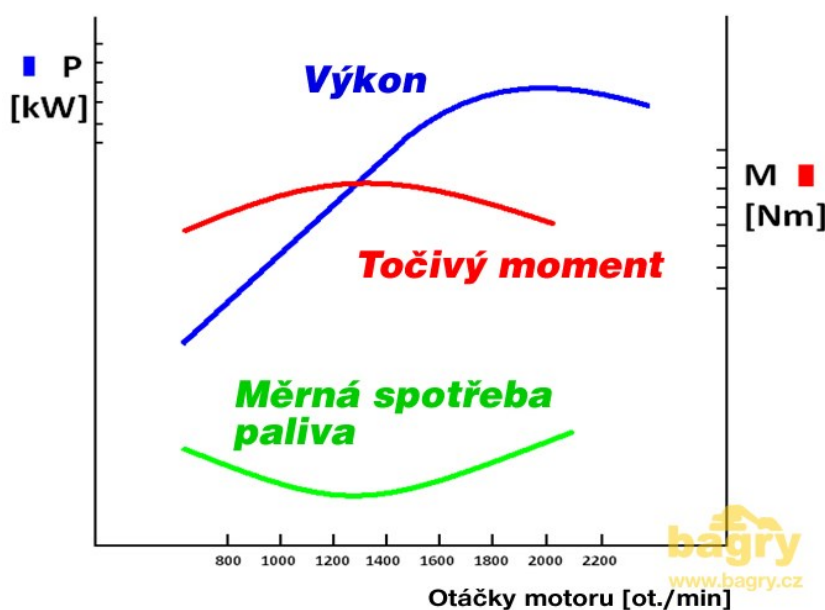
$$F_k = G_v \cdot f \cdot \cos \alpha + G_v \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot c_x \cdot S_x \cdot v^2 + \frac{G_v}{g} \cdot \delta \cdot a \quad [N] \quad (1.16)$$

1.3 Charakteristiky spalovacích motorů

Charakteristikami pístového spalovacího motoru rozumíme grafická znázornění vzájemných závislostí vybraných provozních veličin motoru v soustavě pravoúhlých souřadnic. [5]

1.3.1 Otáčková charakteristika

Otáčkové charakteristiky znázorňují závislost točivého momentu motoru M_t a užitečného výkonu P_e , měrné spotřeby paliva m_{pe} nebo hodinové spotřeby paliva Q_p a jiných parametrů na otáčkách klikového hřídele motoru n při konstantní poloze ovládacího prvku řízení dodávky paliva do motoru, otáčky n jsou tedy nezávislou proměnnou. [5]



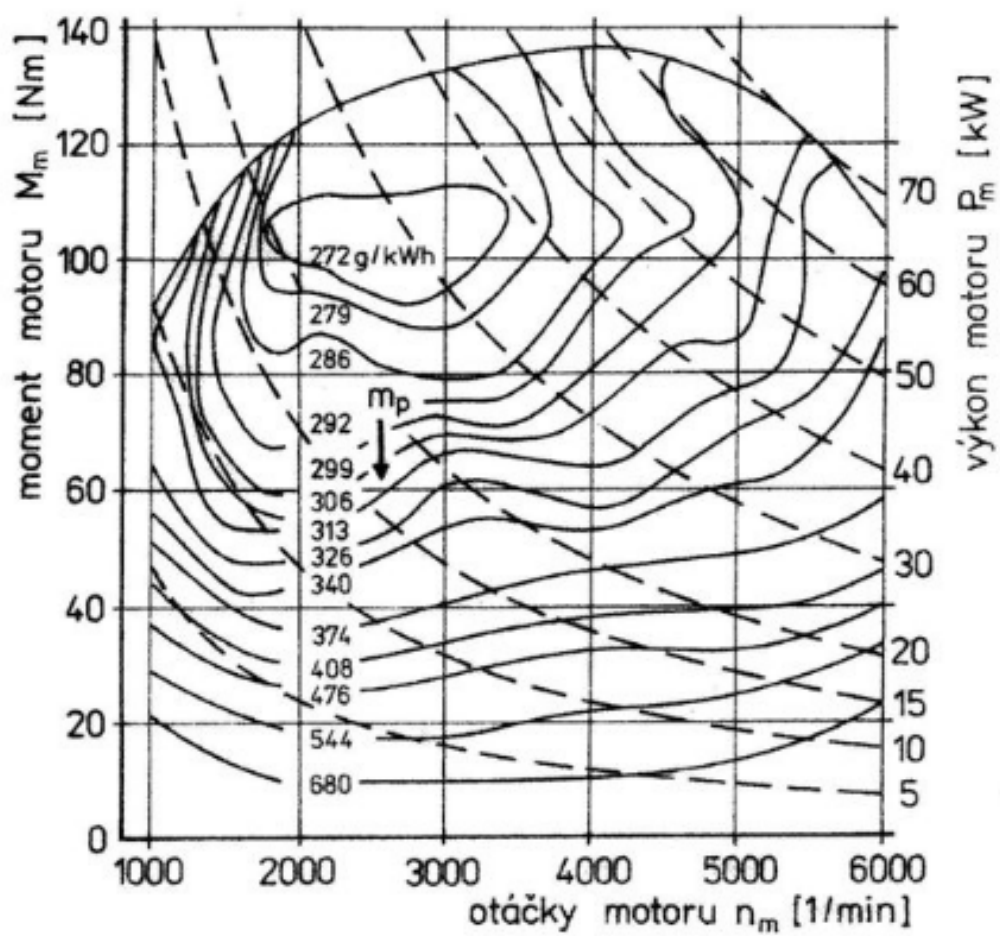
Obrázek 3: Jmenovitá otáčková charakteristika motoru [17]

1.3.2 Zatěžovací charakteristika

Vyjadřuje závislost parametrů důležitých provozních veličin jako je například efektivní účinnost, měrná efektivní spotřeba nebo celková spotřeba paliva na zatížení spalovacího motoru vyjádřeného točivým momentem, efektivním výkonem nebo středním efektivním tlakem při konstantních otáčkách. [5]

1.3.3 Úplná charakteristika

Úplná charakteristika motoru je určitou formou diagramu, jenž zobrazuje závislost jedné veličiny na dvou základních veličinách vynesných na osy souřadnic, sestavuje se z otáčkové a zatěžovací charakteristiky. Na hlavní ose jsou uvedeny otáčky motoru, na svislých osách točivý moment, výkon motoru nebo střední efektivní tlak. Sledovaná provozní veličina, často měrná efektivní spotřeba paliva, je v diagramu vynesena křivkami, jejíž množiny bodů odpovídají jejím konstantní hodnotám. Použitím této charakteristiky lze definovat pracovní režim motoru, pro který bude pro požadovaný výkon nejmenší měrná efektivní spotřeba. [5]



Obrázek 4: Úplná charakteristika motoru [5]

2 Měření provozní spotřeby silničních vozidel, charakteristiky strategií jízdy

2.1 Metodiky měření spotřeby paliva

Metodiky měření emisí a spotřeby paliva byly zavedeny především za účelem redukce oxidů CO_2 a emisí pevných částic. V současné době se výpočet spáleného paliva provádí nikoliv přímým měřením, například pomocí normované nádoby nebo průtokoměru, ale přepočtem množství oxidu uhličitého ve výfukových plynech dle tabulek na množství paliva. Měření musí podléhat normalizovaným standardům, aby vykazované naměřené hodnoty byly relevantní a objektivní bez ohledu na to, kdy, kde a kdo měření prováděl, a právě přesně definované metody měření jednotlivé metodiky stanovují. Od 70. let bylo celosvětově používáno více metodik, od roku 2015 nastupuje v Evropské unii, Japonsku a Indii uznávaná metodika WLTP. Ta daleko více odpovídá dnešním požadavkům na dynamiku provozu, je tak kladen větší tlak na výrobce automobilů, protože vykazované hodnoty spotřeby jednotlivých automobilů budou velmi často vyšší, zároveň je světovými organizacemi vytvářen tlak na neustálé snižování spotřeby vozidel. Dle těchto metodik jsou také uváděny provozní spotřeby jednotlivých vozidel v katalozích pro zákazníky. [12]

2.1.1 NEDC

Jedná se o metodiku hodnocení různých parametrů u automobilů, které se prodávají na evropském trhu. U vozů se spalovacím motorem se testuje především úroveň emisí, u elektromobilů dojezd a spotřeba energie. Výsledky NEDC cyklů bývají často kritizovány jako nadhodnocené a nereálné. Se zvětšujícím se tlakem na globální snížení produkce škodlivých exhalací vznikla potřeba nové objektivnější metodiky měření. [12]

2.1.2 WLTP

WLTP je celosvětově harmonizovaná testovací metodika pro lehká vozidla. Od září 2017 nahradila metodiku NEDC a všechny nově homologované modely ji od tohoto data musí splňovat. Jízdní cyklus dle WLTP je tvořen několika fázemi, jež byly odvozeny od každodenních jízdních profilů. Ve srovnání s předchozí NEDC je znatelně dynamičtější, protože zahrnuje podstatně větší počet procesů zrychlování a brzdění, zároveň má méně fází, ve kterých vozidlo stojí, dosahuje se vyšších rychlostí a na delší dobu. Hodnoty zjištěné touto metodikou jsou tak vyšší a realističtější a lépe odráží aktuální situace v provozu. Také se nyní počítá s různými hmotnostmi automobilu závislých na různých možnostech výbavy. [11]

2.1.3 Měření RDE

RDE metodika rozšiřuje WLTP o měření NO_x a pevných částic během jízdy na veřejných komunikacích. Měřené automobily jsou vybaveny mobilním měřicím zařízením emisí PEMS, které v reálném čase monitoruje sledované atributy ve výfukových plynech. Během testování se dosahuje různých rychlostí, nadmořských výšek, zatížení a typů komunikací, dochází k jízdě do kopce a z kopce. Během měření se pomocí tzv. faktoru konformity zohledňuje tolerance mobilních měřicích zařízení. [12]

2.2 Měření spotřeby v provozních podmínkách

Spotřebu paliva vozidla lze měřit dle několika principů. Můžeme měřit objem proteklého paliva do motoru pomocí průtokoměru zasazeného do palivového okruhu, je zde třeba přizpůsobit naměřené hodnoty teplotě, při které měření probíhalo. V laboratorních podmínkách je možno měřit hmotnost spotřebovaného paliva. Spotřebu lze také měřit podle exhalací spalin, kdy externě umístěný přístroj zaznamenává obsah CO, CO₂ a pevných částic a následně je proveden přepočít na spotřebu paliva. [7]

Měření může probíhat na vyjmutém motoru mimo vozidlo na motorové brzdě, takové měření je přesnější, zde však nejsou zahrnuty odpory převodového ústrojí, hřídelů, poloos apod. Další možností je měření na hydraulickém, vzduchovém nebo elektrickém dynamometru, odpor válců dynamometru může simulovat různé jízdní podmínky. [4]

V běžné praxi pak řidič může zjistit údaje o spotřebě v palubním počítači automobilu nebo z dat získaných prostřednictvím řídicí jednotky, tyto hodnoty nicméně často bývají zatíženy odchylkou. Vzhledem k tomu, že v této bakalářské práci spotřebu porovnávám, nikoliv s exaktní přesností určuji, stačí pro mé účely údaje z řídicí jednotky automobilu.

2.3 Teoretický výpočet provozní spotřeby silničního vozidla

Pro teoretický výpočet provozní spotřeby se používá spotřební charakteristika znázorněna v úplné charakteristice motoru. Nejprve je potřeba určit potřebnou hnací sílu na kole F_k , která zajistí pohyb vozidla požadovanou rychlostí na daném úseku. Hnací síla F_k je rovna součtu odporů působících během jízdy, viz vzorec 1.1. Dále se dle vzorce 1.6 určí potřebný výkon spalovacího motoru. Pro otáčky motoru odpovídající rychlosti vozidla platí následující vztah [1]:

$$n = \frac{v_k}{2\pi \cdot r_k} \cdot i_c \cdot 60 \quad [\text{min}^{-1}] \quad (2.1)$$

Pro vypočítané hodnoty se z diagramu úplné charakteristiky zjistí měrná spotřeba m_{pe} , následně se vypočítá hodinová hmotnostní spotřeba M_{PH} :

$$M_{PH} = m_{pe} \cdot P_{SM} \cdot 10^{-3} \quad [\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (2.2)$$

m_{pe} [g/kWh] měrná spotřeba paliva

M_{PH} [kg.h⁻¹] hodinová hmotnostní spotřeba paliva

Dobu jízdy na daném úseku buď to známe nebo ji lze dopočítat dle vztahu:

$$t = \frac{l}{v} \quad [\text{s}] \quad (2.3)$$

t [s] doba jízdy

l [m] ujetá vzdálenost

Nyní již lze určit hmotnostní spotřebu paliva na daném úseku silnice podle vztahu:

$$M_P = M_{PH} \cdot \frac{t}{3,6 \cdot 10^3} \quad [\text{kg}] \quad (2.4)$$

M_P [kg] dráhová spotřeba paliva

2.4 Charakteristika strategií jízdy

Pro jízdu automobilu lze typizovat několik situací, kdy může mít způsob ovládání výrazný vliv na spotřebu. V některých případech je vzhledem k bezpečnosti způsob jízdy jednoznačný, třeba při předjíždění, v jiných můžeme optimální volbou docílit lepší spotřeby při vyšší průměrné rychlosti.

2.4.1 Brzdění motorem, vyřazování

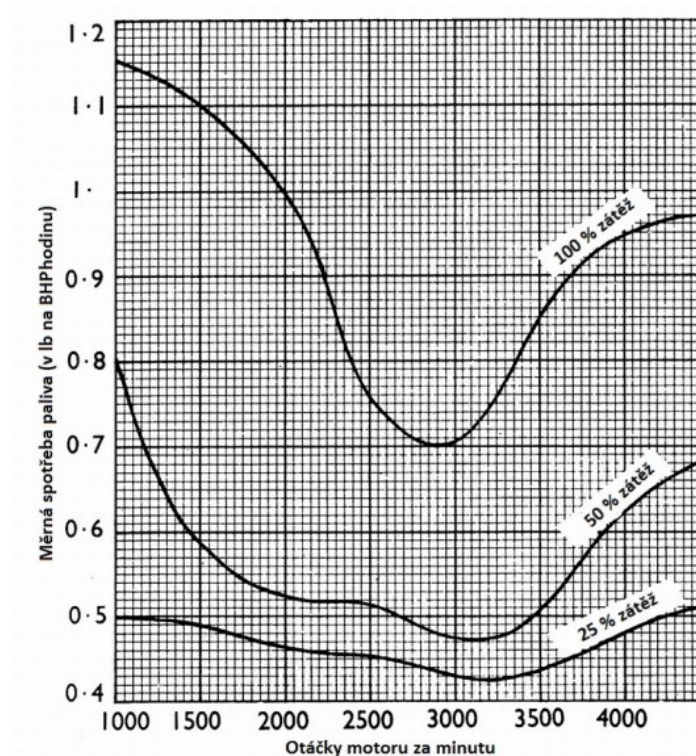
Moderní motory jsou vybaveny elektronicky řízeným vstřikováním paliva, pokud je při jízdě zařazený rychlostní stupeň a otáčky jsou přibližně nad 1500 ot./min bez sešlápnutého pedálu akcelérátoru, je vstřikování paliva vypnuto a motor vytváří brzdný moment, když ve válcích dochází ke stlačování vzduchu bez přítomnosti paliva, zároveň dochází k mechanickým ztrátám. Tento způsob setrvačné jízdy je výhodný především v případě, když řidič může očekávat brzké brzdění, třeba před křižovatkou nebo v klesání, kinetická energie je při nulové spotřebě z části zmařena v motoru a přeměněna na teplo,

je také kladen nižší požadavek na brzdny účinek a jsou tak šetřeny brzdy. V situaci, kdy řidič nepředpokládá brzdění je výhodnější rychlostní stupeň vyřadit a jet v tzv. módu plachtění. Motor sice spotřebovává palivo pro udržení volnoběžných otáček, nicméně je lépe využita kinetická energie vozidla za nižších ztrát. Spotřebované palivo během tohoto módu je nižší, než kdyby vůz při zařazeném stupni zpomaloval a následně musel zrychlit na požadovanou rychlost. [14][8]

2.4.2 Používání rychlostních stupňů během jízdy

Jak je patrné z příkladu úplné charakteristiky, motor je schopný nejefektivněji pracovat pouze v určitém spektru otáček, většinou v okolí pod vrcholem točivého momentu. Měrná spotřeba nebývá nejnížší při nejnížších možných provozních otáčkách, kde spalné teplo odváděné chlazením v poměru k produkované mechanické práci znamená potřebu relativně většího množství energie přiváděné v palivu než při vyšších otáčkách motoru. Ve vysokých otáčkách pak výrazně stoupají mechanické ztráty, způsobené například pohybem pístů nebo třením v ložiskách. [13][14]

Efektivita motoru nezávisí jen na výše zmíněných otáčkách, ale, jak je vidět na obrázku 5, také na jeho aktuálním zatížení. U spalovacích motorů platí, že nejnížší možná měrná spotřeba je při jejich vysokém zatížení, když je škrtící klapka téměř plně otevřena. Je-li otevřena plně, elektronické řízení motoru vyhodnotí potřebu vysokého točivého momentu na úkor účinnosti, u zážehových motorů dochází k obohacení směsi. V praxi to znamená, že z hlediska provozní efektivity je v situaci, kdy není potřeba maximálního výkonu nejlepší používat nejvyšší možný rychlostní stupeň za výraznějšího sešlápnutí plynového pedálu. [13]



Obrázek 5: Měrná spotřeba v závislosti na zatížení [13]

- Na obrázku 5 můžeme vidět, jak je měrná spotřeba paliva v poměru ku zátěži motoru se zvyšujícím se sešlápnutím plynového pedálu v určitém spektru otáček výrazně nižší než při nižší zátěži.

2.4.3 Způsob zrychlování

Potřebuje-li řidič dosáhnout, například u nájezdu na dálnici, maximálního zrychlení, je nezbytné využít spektra otáček, tak aby se otáčky během řazení jednotlivých rychlostních stupňů pohybovaly v oblasti nejvyššího výkonu. Během tohoto režimu motoru není na jeho spotřebu přihlíženo.

Při běžné jízdě je výhodné zrychlovat se značným sešlápnutím akcelérátoru, hodinová spotřeba je tak dočasně vysoká, zrychlení při této spotřebě ale proběhne za kratší čas a při vysoké účinnosti fungování motoru. Při plném sešlápnutí akcelérátoru řídicí jednotka upřednostňuje vysoký točivý moment na úkor účinnosti. Otáčky by se měly pohybovat v oblasti nejnižší měrné spotřeby zjistitelné z úplné charakteristiky motoru. Běžně však tato charakteristika nebývá dostupná, obecně však lze ale říci, že vhodné rozpětí otáček pro akceleraci bude od nejnižších provozních, kdy motor nejeví známky podtočení, do otáček vrcholícího točivého momentu. [13]

2.4.4 Jízda kopcovitým terénem

Zde bude velmi záležet na charakteru terénu, obecně se však dá určit několik pravidel pro efektivní jízdu do kopce případně následně z kopce. Vyjetí kopce vyžaduje větší energii, kterou je vhodné, v rámci silničních předpisů, nabrat již před stoupáním. Během samotného stoupání z již uvedeného vyplývá opět použít co nejvyšší možný rychlostní stupeň, na který je vozidlo schopno udržet konstantní rychlost, případně jen s nízkým poklesem. Motor se tak opět dostává do režimu nejnižší měrné spotřeby. Následuje-li za kopcem rovina, přizpůsobí se převodový stupeň i stlačení akcelérátoru požadované rychlosti. Pokud se za kopcem nachází klesání, je vhodné těsně před tímto klesáním povolit pedál akcelérátoru a využít energii vozidla k překonání vrcholu kopce. Ztracená rychlost se během následného klesání obnoví. [8]

Je-li klesání příliš strmé, je vhodné zařadit nejvyšší možný rychlostní stupeň, případně ten, při kterém vzniká dostatek mechanických ztrát, aby vozidlo nezrychlovalo a bylo tak využito brzdění motorem při vypnutém vstřikování paliva. [8]

Pokud není klesání natolik strmé, aby bylo potřeba brzdného účinku, je vhodné vyřadit na neutrál a využít tíhové síly vozidla pro zvýšení jeho kinetické energie. Motor má tak sice volnoběžné otáčky s potřebou vstřikování paliva, nicméně palivo takto spotřebované bude nižší než při zařazeném nejvyšším rychlostním stupni. [8]

Některé moderní automobily s automatickou převodovkou jsou vybaveny funkcí *plachtění*, jejíž průběh odpovídá výše zmíněnému. Aktivuje se při uvolnění pedálu akcelérátoru, a zároveň, není-li sešlápnuta brzda. U automobilů staršího data výroby se vyskytovala volnoběžka s obdobnou, byť omezenou funkčností.

3 Analýza průběhu jízdy a návrhy strategií jízdy pro běžný silniční provoz

3.1 Analýza průběhu jízdy

V této kapitole budou analyzovány režimy motoru, ve kterých se může nacházet při provozu vozidla a k nim uvedeny jednotlivé výpočty, podle kterých budou vyhodnoceny navržené strategie jízdy.

3.1.1 Zrychlování

Při předpokladu, že vozidlo nejede z kopce a hnací sílu pro jeho zrychlení musí vygenerovat motor, bude výpočet spotřeby vypadat následovně.

Předpokladem je, že jsou známy hodnoty rychlostí na koncích jednotlivých časových kroků, jejichž trvání bylo vzhledem k charakteru měření určeno na 0,5 vteřiny. Dále je nezbytná znalost otáček a nadmořské výšky v průběhu testovací jízdy. Z rozdílu rychlostí lze dopočítat zrychlení na daném časovém kroku:

$$a = \frac{v_i - v_{i-1}}{\Delta t_i} \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (3.1)$$

Dále také ujetou vzdálenost při střední rychlosti v_{is} za časový úsek:

$$\Delta l_i = \Delta t_i \cdot v_{is} \quad [m] \quad (3.2)$$

Z hodnot nadmořské výšky zaznamenané na měřicí přístroji pomocí funkce arkustangens lze dopočítat průměrný sklon na jednotlivých úsecích:

$$s_r = \arctg\left(\frac{n.v._i - n.v._{i-1}}{\Delta l_i}\right) \cdot \frac{180}{\pi} \quad [^\circ] \quad (3.3)$$

Nyní již známe hodnoty pro dosazení do rovnice pro výpočet hnací síly na kole dle rovnice 1.16. Dále se stanoví potřebný výkon spalovacího motoru dle vztahu:

$$P_{SM} = \frac{F_k}{\eta_{pu}} \cdot v \cdot 10^{-3} \quad [kW] \quad (3.4)$$

Pro odečtení hodnot z úplné charakteristiky motoru budou také potřeba znát otáčky. Jejich hodnota bude známá z dat z měřicího přístroje.

Pomocí diagramu úplné rychlostní charakteristiky lze nyní odečíst hodnotu měrné spotřeby m_{pe} [g/kWh], hodinové hmotnostní spotřebě M_{PH} pak odpovídá vztah 2.2. Pro spotřeby paliva na daném úseku pak platí vztah 2.4, výsledek je v kilogramech.

Dále lze provést přepočet na objemovou spotřebu paliva:

$$M_V = \frac{M_P}{\rho} \quad [l] \quad (3.5)$$

M_V [l] objemová spotřeba paliva

ρ [kg/m³] hustota paliva

Během jízdy bude většina zadaných parametrů proměnných, využijeme proto tabulkového procesoru Excel a výpočet bude probíhat po jednotlivých časových krocích. Dílčí hodnoty spotřeby pak budou sečteny pro celou testovací dráhu.

3.1.2 Jízda při konstantní rychlosti a výkonu motoru

Bude-li při jízdě po delší časový úsek, například na dálnici, hnací síla F_k a rychlost vozidla v_i přibližně konstantní, výpočet bude probíhat stejným způsobem, jak je uvedeno v kapitole 3.1.1, bude ale zjednodušen o vyhledávání hodnot v úplné charakteristice, protože tuto hodnotu bude možné považovat za konstantní.

3.1.3 Jízda výběhem

Při volnoběhu jsou z důvodu hlukového komfortu a spotřeby žádoucí co nejnižší otáčky, zároveň musí motor generovat dostatečný výkon, aby pokryl vlastní odpory tvořené například pohonem ventilového pohonu, třením na pístech a třením klikové hřídele nebo pohonem hydraulického servomotoru, klimatizace a dalších palubních spotřebičů. Spotřeba zahřátého zážehového motoru v tomto režimu bývá přibližně 0,6 kg/hod, což odpovídá asi 0,8 l/hod. [13]

Nachází-li se vozidlo v režimu jízdy výběhem lze rozpoznat z naměřených hodnot otáček, rychlosti a sešlápnutí plynového pedálu. Když je rychlost nenulová, otáčky dosahují s určitou odchylkou volnoběžných hodnot a pedál plynu není sešlápnutý, jedná se pravděpodobně o jízdu v tomto režimu.

Pro výpočet spotřeby s časovým krokem 0,5s a hodinovou spotřebou při volnoběhu 0,6 kg/hod pak pro jeden časový krok platí:

$$M_P = M_{PH_{volnoběh}} \cdot \frac{\Delta t_l}{3,6 \cdot 10^3} = 0,6 \cdot \frac{0,5}{3,6 \cdot 10^3} = 8,3\bar{3} \cdot 10^{-5} \text{ [kg]} \quad (3.6)$$

3.1.4 Brzdění motorem

Pokud je škrtící klapka motoru uzavřena, je ale zařazený rychlostní stupeň a vozidlo je v pohybu, elektronika automaticky odpojí vstřikování paliva a jeho spotřeba je v tu chvíli nulová. Ztrátové momenty tření, rozvodů, palubních spotřebičů apod. jsou kompenzovány úbytkem kinetické energie vozidla nebo sklonem či povětrnostními podmínkami.

Při výpočtu bude přihlíženo k naměřené hodnotě polohy škrtící klapky, bude-li nulová a vozidlo se bude pohybovat, zároveň otáčky motoru budou nad hodnotou 1500 ot./min, nebude spotřebováváno žádné palivo. V případě, že otáčky budou pod uvedenou hodnotou, bude se počítat se spotřebou při volnoběhu.

3.2 Navržené strategie jízdy

S využitím znalostí z předchozí kapitoly lze definovat tři strategie jízdy, které budou aplikovatelné pro většinu potřeb řidičů a v různých podmínkách provozu, jako je město, dálnice a silnice I, II. a III. třídy. S využitím vlastností motorů tak lze projet požadovanou trasu z pohledu jízdní doby i spotřeby paliva efektivněji.

3.2.1 Jízdní styl s důrazem na efektivitu

Tento jízdní styl vyžaduje vyšší míru soustředění a aktivity ze strany řidiče tak, aby bylo maximálně využíváno kinetické energie vozidla a charakteristiky motoru. Jde především o jízdní náklady za spotřebované palivo, době jízdy se nepřikládá větší význam. Určitá míra předvídativosti je důležitá z pohledu bezpečnosti i plynulosti pohybu vozidla.

Při jízdě po městě je vhodné plynule zrychlovat vždy s nejvyšším možným zařazeným stupněm, zároveň tak, aby nedocházelo ke zpomalování okolního provozu. Vzhledem k tomu, že ve městě z pravidla bývá spotřeba nejvyšší, především z důvodu častých rozjezdů a brzdění, je důležité se zaměřit na plynulost, vysokou mírou předvídat a omezit počet zastavování na minimum. Lze toho docílit například před semaforem, když řidič vidí svítit červenou, měl by v závislosti na vzdálenosti od semaforu buď povolit pedál akceleratoru a postupně podřazovat, aby za nulové spotřeby dojel až k semaforu nebo vyřadit na neutrál a využít kinetické energie vozidla k dojetí k semaforu. Pokud to provoz umožňuje, je vhodné posledních přibližně 20 metrů nechat vůz s pohybovat s minimálním zpomalením

při nízké rychlosti, aby v případě uvolnění cesty bylo možno pokračovat v jízdě bez potřeby zrychlení z nulové rychlosti a využít tak kinetickou energii vozidla. Obdobně, co pro jízdu před semaforem bude platit před přechody a dalšími městskými“ překážkami“.

Na silnicích II. a III. tříd je v hodné opět používat co nejvyšší možný zařazený rychlostní stupeň a udržovat rychlost mezi 70–80 km/h, protože přibližně v tomto rozmezí je poměr mezi aerodynamickým odporem a ztrátami vzniklými samotným chodem motoru optimální. Při vyšší rychlosti výrazně stoupne odpor vzduchu, při nižší je palivo vynaložené na pokrytí mechanických a tepelných ztrát motoru vysoké oproti palivu potřebnému k pohybu vozidla. Jízdu do kopce by měl řidič absolvovat s nejvyšším možným zařazeným stupněm při vysokém zatížení motoru a následuje-li za kopcem klesání, s předstihem pedál akcelérátoru uvolnit, aby ztracená kinetická energie mohla být na tomto klesání opět zvýšena, jak již bylo zmíněno v kap. 2.5.4. Je-li před řidičem zatáčka či následuje jiný důvod ke zpomalení, měl by vyřadit na neutrál a nechat vůz pohybovat vlastní setrvačností, při přiblížení k překážce zpomalit vozidlo postupným podřadováním na požadovanou rychlost.

Při jízdě na dálnici je nejvýraznější vliv aerodynamického odporu, je proto vhodné nevyužívat dálničního rychlostního limitu, ale pohybovat se nejnižšími rychlostmi, jaké provoz a předpisy dovolí, pokud je to možné, jet ve větrném zákrytu za jiným vozidlem při dodržení bezpečné vzdálenosti. Dalším faktorem neefektivity je, že není-li vůz vybavený šestým rychlostním stupněm nebo je celkový převod hnacího ústrojí relativně vysoký, může se motor ve vyšších rychlostech dostávat do otáček mimo spektrum nejnižší měrné spotřeby. Při potřebě předjetí pomaleji jedoucího vozidla v situaci, kdy v jízdním pruhu nalevo jede další rychlejší vozidlo by řidič měl zrychlit za dočasné zvýšené rychlosti i spotřeby vozidlo předjet. V opačném případě by bylo potřeba brzdít a byla by tak mařena kinetická energie vozidla.

3.2.2 Jízdní styl bez dodržování zásad pro nízkou spotřebu

Nevyžaduje-li provozovatel vozidla co nejnižší náklady za spotřebu a jízda má být z pohledu ovládání pohodlnější, lze jízdní styl upravit, stále však zachovat vyšší míru efektivity, která bude v každém případě vítaná.

V městě při příjezdu k semaforu, koloně apod. není nezbytné při brzdění motorem podřazovat po jednom stupni, ale lze například z aktuálně zařazeného stupně podřadit na třetí rychlostní stupeň a souběžně s použitím brzd vozidlo zastavovat, těsně

před volnoběžnými otáčkami pak vyřadit na neutrál. Motor přispěje svým brzdným účinkem, zároveň je většinu zpomalování spotřeba nulová a řidič provede jen minimum úkonů navíc. I při tomto jízdním režimu je vhodné využívat nižší spektrum otáček, avšak při výrazněji stlačeném pedálu akceleratoru.

Dálniční i mimoměstská jízda po silnicích II. a III. neklade na řidiče vyšší míru soustředění, nicméně není-li potřeba využívat vysokých výkonů motoru, je i zde vhodné mít zařazený nejvyšší přípustný rychlostní stupeň.

3.2.3 Jízdní styl s důrazem na krátkou dobu jízdy a využitím maximálního výkonu vozidla

Je-li potřeba zkrátit přepravní čas na minimum, na náklady na spotřebované palivo není přihlíženo a využívá se maximálního výkonu vozidla, při dodržování dopravních předpisů. Nedá se říci, že by takovýto jízdní režim byl pro motor nutně ničující, je-li v dobrém technickém stavu a není podceněna pravidelná údržba. Naopak díky používání vysokých otáček dochází k proplachování sacích ventilů vstřikovaným palivem a ventily jsou tak čištěny od karbonových úsad vzniklých běžným provozem, které mohou dlouhodobě snižovat výkon a zvyšovat spotřebu motoru.

V městském provozu je lze maximální výkon vozu vzhledem k bezpečnosti využít jen stěží, lze však doporučit akcelerovat s výrazným zatížením motoru v první polovině spektra otáček. Při příjezdu k překážce je vhodné postupně podřadovat, aby v momentě uvolnění překážky bylo možné neprodleně zrychlovat na dovolený limit.

Jízda po silnicích II. a III. tříd dovolí, především při akceleraci, jízdě do kopce a předjíždění, využít výkon motoru. Otáčky by se měly pohybovat v rozmezí, kde je křivka výkonu nejvyšší, lze motor vytáčet až lehce za otáčky maximálního výkonu, aby po přeřazení na vyšší rychlostní stupeň byly otáčky opět co nejvyšší. Je-li k dispozici otáčková charakteristika, obsah plochy pod křivkou výkonu by měl být vždy co největší. Pokud řidič předpokládá, že bude potřebovat zrychlit, měl by si již předem nachystat takový převodový stupeň, který umožní co nejlépe zrychlovat.

4 Výpočet a porovnání spotřeby paliva pro navržené strategie jízdy

Vzhledem k tomu, že v průběhu praktického měření nebyl k dispozici žádný měřicí přístroj, například diferenční průtokoměr paliva, jenž by umožňoval exaktní měření reálné spotřeby na testovací trati, výpočet probíhal pouze teoreticky na základě jízdních dat získaných pro jednotlivé navržené strategie jízdy. Měření skutečné spotřeby však není pro potřeby této bakalářské práce nezbytné, protože výsledkem nemá být změření přesného množství spotřebovaného paliva na daném úseku pro konkrétní vozidlo, ale porovnání výsledných hodnot v závislosti na dané strategii.

4.1 Specifikace vozidla

Záznam průběhu jízdy se uskutečnil na vozidle Renault Mégane Classic roku výroby 1999 a s benzinovým atmosféricky plněným čtyřválcovým motorem vybaveným nepřímým vstřikováním paliva MPi a mechanicky ovládanou škrtkovací klapkou. Sběr informací o jízdních parametrech je uskutečněn prostřednictvím protokolu OBD II. Před začátkem testování byl motor i celé pohonné ústrojí zahřáto na provozní teplotu, byl zkontrolován tlak v pneumatikách na výrobcem určené hodnoty a vozidlo bylo technicky v pořádku.

4.1.1 Tabulka technických parametrů vozidla:

Zdvihový objem	1390 cm ³
Vrtání - zdvih	79,5 – 70,0 mm
Maximální výkon	70 kW při 6000 ot. · min ⁻¹
Maximální točivý moment	127 Nm při 3750 ot. · min ⁻¹
Převodovka	5-ti stupňová, manuálně řazená
Maximální rychlost	189 km · h ⁻¹
Zrychlení 0 - 100 km · h⁻¹	11,8 s
Hmotnost bez řidiče	1070 kg
Rozměry (Délka - šířka - výška)	4436 – 1698 – 1420 mm
Rozvor	2580 mm
Kombinovaná spotřeba dle NEDC	6,6 l/100 km

Tabulka 1: Technické specifikace testovacího vozidla [16]



Obrázek 6: Renault Mégane Classic 1.4 16V 70kW

Zdroj: Autor

Mezi další potřebné hodnoty k výpočtu patřil součinitel valivého odporu f , který jsem zvolil jako průměrnou hodnotu pro jízdu po betonu/asfaltu - 0,0175. Součinitel odporu vzduchu c_x je pro testovací vůz dle výrobce 0,32. Pro čelní plochu S_x jsem určil hodnotu $1,9\text{m}^2$, to je pro vozy nižší střední třídy karoserie sedan obdobného stáří nejčastěji udávaná plocha. Účinnost převodového ústrojí η_{pu} byla stejným způsobem zvolena 0,97. Součinitel rotujících hmot je jen stěží zjistitelná hodnota, pro vozidla s podobným pohonným ústrojím bývá nejčastěji udávaná hodnota 1,08, volím tedy tu. Gravitační zrychlení g pro výpočet celkové tíhy vozu jsem zaokrouhlil na dvě desetinná místa – $9,81\text{ m.s}^{-2}$.

4.1.2 Úplná charakteristika

Pro pohonnou jednotku testovaného vozidla se mi bohužel nepodařilo najít diagram úplné charakteristiky, tyto údaje bývají vzhledem ke konkurenčnímu boji zveřejňovány jen zřídka, jedná se o „know-how“ automobilek a mají velkou vypovídající hodnotu o celkovém fungování motoru. Pro výpočet spotřeby jsem využil adekvátního diagramu úplné charakteristiky benzínového atmosféricky plněného čtyřválcového motoru, u něhož můžeme předpokládat, že vysokou mírou odpovídá úplné charakteristice testovacího vozidla. Pro potřeby výpočtů je i tento diagram vyhovující.

4.2 Měřicí zařízení

Pro účely měření jsem jako vyhovující zařízení pro komunikaci s automobilem zvolil Mini Car OBD-II ELM 327 fungující na systému OBD II propojené bezdrátově přes Bluetooth s mobilním telefonem. Pro původně zamýšlené profesionální zařízení AIM Solo DI se mi bohužel nepodařilo najít vhodný komunikační protokol.

Pro sběr dat jsem zakoupil mobilní aplikaci Torque Pro a rozšířil ji o doplněk Realtime Charts. Torque Pro disponuje funkcemi zobrazení aktuálních dat ze snímačů vozidla, Realtime Charts pak tyto data s požadovanými intervaly zaznamená a exportuje do formátu csv. Data ve formátu csv lze zpracovat a vyhodnotit v tabulkovém editoru Excel.



Obrázek 7: Modul OBD-II ELM 327

Zdroj: Autor

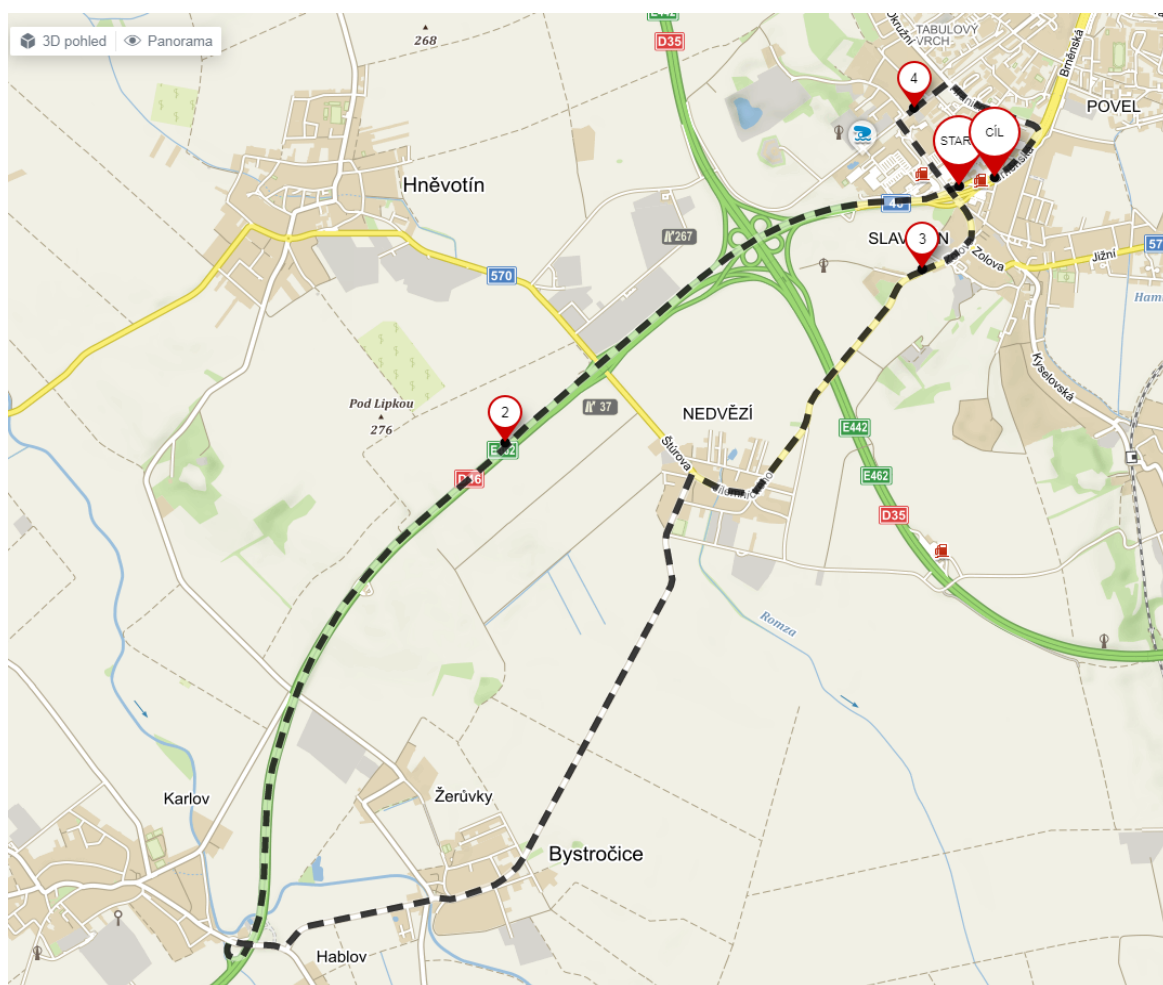
4.2.1 OBD II

Jedná se o druhý vývojový stupeň OBD, to jsou standardy, jenž definují požadavky na diagnostiku systémů ovlivňující emise vozidla. Tato diagnostika upozorní v případě poruchy komponentu majícího vliv na produkci emisí. Součástí standardů OBD II jsou komunikační protokoly, jimiž zařízení s vozidlem komunikuje. Součástí systému OBD II je i funkce EOBD, ta pomocí tzv. PID kódů dostává informace od jednotlivých snímačů systémů vozidla, jako jsou například poloha škrtkové klapky, otáčky motoru aj. [15]

4.3 Specifikace tratě

15,7 kilometru dlouhou testovací trasu jsem volil s ohledem na potřeby měření, tedy tak, aby v ní byly obsaženy všechny výše zmíněné situace a režimy jízdy, jako je jízda po dálnici, silnici II a III. třídy a městě, stoupání a jízda z kopce, opakované zastavení a zrychlení. Jízda proběhla ve večerních hodinách, aby byl eliminován vliv provozu, a tedy i zkreslení výsledků. Vždy bylo dosaženo stejného počtu zastavení na nulovou rychlost.

Trasa začínala na benzínové pumpě, odkud pokračovala na 6,5 km dlouhý dálniční úsek obsahující jak část s klesáním, tak i úsek bez výraznějšího převýšení, dále pak silnicí II. třídy do obce Bystročice. Odtud trať vedla po 2 kilometry dlouhém stoupání s převýšením 40 metrů do následného mírného klesání do obce Nedvězí. Následovalo 3,8 km opět po silnicích II. tříd až do města Olomouc. Zde byl několikrát simulován rozjezd od semaforu či přechodu. Trasa byla ukončena ve výchozím bodě a byl tak uzavřen testovací okruh, čímž bylo zaručeno, že na celé trati bylo dosaženo celkově nulového převýšení.



Obrázek 8: Mapa – testovací trať

Zdroj: <https://mapy.cz>, upravil autor



Obrázek 9 – Výškový profil testovací trati
Zdroj: Autor

4.4 Výpočty

Samotný výpočet jsem realizoval pomocí tabulkového editoru MS Excel, do kterého jsem stažená data z mobilní aplikace Realtime Charts exportoval. Vybrané hodnoty otáček motoru, rychlosti dle GPS, nadmořské výšky a polohy škrtící klapky jsem nakopíroval do předem připravené tabulky, pomocí které probíhaly další výpočty, viz. kapitola 3.1.

Výpočtovou tabulku jsem opatřil sloupcem *Režim*, pro jehož buňky byly definované funkce, které určovaly, v jakém režimu se motor nachází, z hlediska výpočtu se motor může nacházet ve třech režimech – když při vypnutém vstřikování nespaluje palivo – označeno „0“, pracuje-li motor při volnoběžných otáčkách – „Volnoběh“ nebo v případě, že generuje výkon pro pohyb vozidla, je nutno odečíst hodnoty měrné spotřeby „z diagramu“.

Pro časový interval se po předchozích testech ukázala být vhodná hodnota 0,5s, protože snímač GPS v mobilním telefonu nedokázal hodnoty zaznamenávat rychleji a vypočtené hodnoty zrychlení by byly značně nepřesné, zároveň se jedná o dostatečně krátký interval na to, aby nedocházelo k přílišnému zkreslení zápisu průběhu otáček motoru.

Každý řádek tabulky představuje jeden výpočtový krok trvající právě 0,5s, za který byla ujeta vzdálenost a spotřebováno určité množství paliva. Vypočítané hodnoty spotřeby za jeden výpočtový krok jsem po dosažení posledního výpočtového kroku sečetl, čímž jsem dostal výslednou spotřebu benzínu Natural 95 na testovací trati. Tento postup jsem praktikoval pro každou z jízd, výsledné hodnoty jsem pak porovnal.

1	2	3	4	5	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
i	Δt_i	n_i	a_i	V_{i-1}	V_i	V_{is}	Δl_i	l_i	$n.v._i$	s_r	Položka škrtící klapy	F_k	P_{SM}	m_{pe}	M_{PH}	M_P	M_V	Režim
[-]	[s]	[min ⁻¹]	[m·s ⁻²]	[km·h ⁻¹]	[km·h ⁻¹]	[km·h ⁻¹]	[m]	[m]	[m.n.h.m.]	[°]	[%]	[N]	[kW]	[g/kWh]	[kg·h ⁻¹]	[kg]	[l]	[-]
0	0	0	0,000	0,000	0,000	0,000	0	0	0			0	0,000	0	0	0	0	
1	0,5	755	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	281,16425	0,02899	11,373	0	0,000	-	-	0,0000833	0,0001111	Volnoběh
16	0,5	1231	1,636	5,642	8,587	7,114	0,988	2,346	281,16775	0,02899	18,431	2295,736	5,645	371	2,0942944	0,000290874	0,0003878	z diagramu
17	0,5	1364	1,376	8,587	11,064	9,825	1,365	3,711	281,16900	0,05248	18,431	1970,971	6,245	395	2,466694231	0,000342596	0,0004568	z diagramu
18	0,5	1364	1,117	11,064	13,074	12,069	1,676	5,387	281,17100	0,06836	23,529	1644,664	6,158	395	2,432251982	0,0003337813	0,0004504	z diagramu
19	0,5	1843	0,821	13,074	14,552	13,813	1,918	7,306	281,15550	-0,46290	23,529	1161,910	4,842	420	2,033621259	0,000282447	0,0003766	z diagramu
20	0,5	1843	0,526	14,552	15,498	15,025	2,087	9,392	281,12250	-0,90598	11,373	696,588	3,092	-	-	0	0	
21	0,5	1412	0,094	15,498	15,667	15,583	2,164	11,557	281,10425	-0,48313	17,255	232,251	1,042	800	0,833617088	0,00011578	0,0001544	z diagramu
22	0,5	1127	-0,337	15,667	15,060	15,364	2,134	13,690	281,10075	-0,09398	17,255	-239,626	-1,033	-	-	0	0	
23	0,5	1127	0,014	15,060	15,086	15,073	2,093	15,784	281,05250	-1,32034	33,333	-39,061	-0,169	-	-	0	0	
24	0,5	1452	0,366	15,086	15,745	15,415	2,141	17,925	280,95950	-2,48726	33,333	174,135	0,785	820	0,643805988	8,94175E-05	0,0001192	z diagramu
25	0,5	1452	0,567	15,745	16,765	16,255	2,258	20,182	280,89025	-1,75693	34,51	578,809	2,779	750	2,08416683	0,000289468	0,000386	z diagramu
26	0,5	1749	0,768	16,765	18,148	17,457	2,425	22,607	280,84475	-1,07512	11,373	974,162	5,063	-	-	0	0	
27	0,5	1601	1,110	18,148	20,147	19,147	2,659	25,266	280,81875	-0,56016	11,373	1516,850	8,751	-	-	0	0	
28	0,5	1601	1,453	20,147	22,762	21,454	2,980	28,246	280,81225	-0,12499	17,255	2044,494	13,326	290	3,864653373	0,000536757	0,0007157	z diagramu
29	0,5	1295	1,122	22,762	24,781	23,771	3,302	31,548	280,80375	-0,14751	17,255	1621,248	11,505	300	3,451559338	0,000479383	0,0006392	z diagramu
30	0,5	1379	0,791	24,781	26,205	25,493	3,541	35,088	280,79325	-0,16991	27,059	1197,315	8,985	309	2,776367279	0,000385607	0,0005141	z diagramu
31	0,5	1379	0,281	26,205	26,710	26,458	3,675	38,763	280,76100	-0,50283	17,647	480,385	3,674	540	1,984208536	0,000275585	0,0003674	z diagramu
32	0,5	1468	-0,230	26,710	26,297	26,504	3,681	42,444	280,70700	-0,84046	17,647	-238,977	-1,800	-	-	0	0	
33	0,5	1468	0,136	26,297	26,541	26,419	3,669	46,113	280,63775	-1,08121	11,373	178,454	1,356	-	-	0,0000833	0,0001111	Volnoběh
34	0,5	1482	0,501	26,541	27,443	26,992	3,749	49,862	280,55325	-1,29123	11,373	603,183	4,740	-	-	0,0000833	0,0001111	Volnoběh
35	0,5	1429	-0,037	27,443	27,377	27,410	3,807	53,669	280,44800	-1,58364	11,373	-141,177	-1,107	-	-	0,0000833	0,0001111	Volnoběh

Obrázek 10: MS Excel – Ukázka výpočtového listu

Ukázka jednotlivých výpočtů výpočetního řádku č. 16, ve kterém jsem prováděl odečet z diagramu úplné charakteristiky. Řádky 2–15 jsou z důvodu názornosti skryty.

První sloupec (i) značí pořadí výpočetního řádku, druhý (Δt_i) určuje trvání časového kroku, v mém případě vždy 0,5s. V následujícím (n_i) jsou uvedeny otáčky zaznamenané z řídicí jednotky vozidla, dále, dle vzorce 3.1, vypočítané zrychlení (a). Protože zaznamenané hodnoty rychlostí jsou v kilometrech za hodinu, bylo třeba je v rámci výpočtu převést na základní jednotky, tedy metry za vteřinu:

$$a = \frac{\frac{8,587}{3,6} - \frac{5,642}{3,6}}{0,5} = 1,636 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$$

V dalších sloupcích jsou hodnoty rychlostí v kilometrech za hodinu, nejprve rychlost v předcházejícím kroku (V_{i-1}) pro výpočet zrychlení, dále rychlost ze záznamu GPS (V_i) a střední rychlost na daném úseku (V_{is}):

$$V_{is} = \frac{V_i + V_{i-1}}{2} = \frac{8,587 + 5,642}{2} = 7,114 \quad [\text{km} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (4.1)$$

Vypočítanou hodnotu střední rychlosti jsem převedl na základní jednotky a dopočítal ujetou vzdálenost (Δl_i) za 0,5s pomocí vzorce 3.2:

$$\Delta l_i = 0,5 \cdot \frac{7,114}{3,6} = 0,988 \quad [\text{m}]$$

Následující sloupec (l_i) značí ujetou vzdálenost od začátku měření dané strategie, v dalším je pak uvedena nadmořská výška (n.v.i) dle GPS, ze které jsem dle vzorce 3.3 dopočítal průměrný sklon úseku ve stupních:

$$s_r = \arctg\left(\frac{281,16775 - 281,16725}{0,988}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 0,02899 \quad [^\circ]$$

V dalším sloupci (*poloha škrťací klapky*) je zaznamenána relativní poloha škrťací klapky, hodnota 11,373 značí uzavřenou škrťací klapku, hodnota při jejím plném otevření je 90,196. Ostatní hodnoty v těchto mezích lineárně odpovídají míře sešlápnutí plynového pedálu.

Pro výpočet hnací síly na kole (F_k) jsem použil vzorec 1.16., kde tíha vozidla G_v je součinem hmotnosti vozidla m_v a gravitačního zrychlení g :

$$F_k = 11576 \cdot 0,0175 \cdot \cos(0,02899) + 11576 \cdot \sin(0,02899) + 0,05 \cdot 0,32 \cdot 1,9 \cdot 8,587^2 + \frac{11576}{9,81} \cdot 1,08 \cdot 1,636 = 2295,736 \quad [\text{N}]$$

Potřebný výkon motoru jsem pak stanovil dle rovnice 1.6:

$$P_{SM} = 2295,7 \cdot \frac{8,587}{3,6} \cdot \frac{1}{0,97} \cdot 10^{-3} = 5,645 \quad [\text{kW}]$$

Záporná hodnota v tomto případě značila, že vozidlo brzdilo.

Byla-li ve sloupci č 20. (Režim) hláška „z diagramu“, dohledal jsem na obrázku 1.4 – *Úplná charakteristika* dle vypočítaného výkonu a otáček motoru hodnotu měrné spotřeby. Nacházela-li se hledaná hodnota mezi izočarami uvedených měrných spotřeb, určil jsem ji za použití přibližné lineární.

V případě výpočtového řádku č. 16 jsem pro jmenovitý výkon motoru $P_{SM} = 5,645$ při otáčkách $n = 1231 \text{ min}^{-1}$ odečetl hodnotu měrné spotřeby $m_{pe} = 371 [\text{g/kWh}]$.

Hodinovou hmotnostní spotřebu (M_{PH}) uvedenou ve sloupci č 17. jsem určil dle rovnice 2.2:

$$M_{PH} = 371 \cdot 5,645 \cdot 10^{-3} = 2,094 \quad [\text{kg.h}^{-1}]$$

Z předcházejících hodnot jsem pak dle rovnice 2.4 stanovil spotřebu paliva na daném úseku:

$$M_P = 5,645 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,5}{3,6 \cdot 10^3} = 0,000290874 \quad [\text{kg}]$$

Dále jsem provedl přepočet na objemovou spotřebu paliva na daném úseku dle rovnice 3.5 při hustotě benzínu $\rho = 750 \text{ kg.m}^{-3}$:

$$M_V = \frac{0,000290874}{750 \cdot 10^3} = 0,0003878 \quad [\text{l}]$$

Sloupec č.20 - *Režim* dle definovaných funkcí a podmínek mi oznamoval, v jakém provozním režimu se motor nacházel, což usnadnilo odečet hodnot měrné spotřeby. Hláška „0“ byla zobrazena v případě, že nebyl sešlápnut plynový pedál, tedy hodnota škrťací klapky byla přesně 11,373, a zároveň bylo vozidlo v pohybu se zařazenou rychlostí. To znamená, že hodnota otáček byla minimálně 1500ot/min, pod kterou dochází ke vstřikování paliva a rychlost byla nenulová. Spotřeba na úseku projetém v tomto režimu byla nulová a hodnotu měrné spotřeby jsem nemusel odečítat.

Hláška „Volnoběh“ se zobrazila, pokud nebyl sešlápnut plynový pedál a otáčky motoru byly v rozmezí $740 - 1500 \text{ min}^{-1}$. Spotřeba na úseku projetém v tomto režimu byla dle rovnice 3.6 - $8,3\bar{3} \cdot 10^{-5} [\text{kg}]$, hodnotu měrné spotřeby jsem nemusel odečítat.

Ve všech ostatních situacích se zobrazila hláška „z diagramu“ a hodnotu měrné spotřeby jsem musel z úplné charakteristiky odečíst.

Nakonec jsem s využitím integrované funkce Suma dílčí hodnoty spotřeb sečetl, čímž jsem získal výsledné hodnoty spotřeby pro danou strategii na testovací trati.

4.5 Výsledné hodnoty

Vypočítané hodnoty spotřeby pro jednotlivé strategie uvedené v tabulce níže uvádí teoretickou spotřebu paliva pro automobil s provozními vlastnostmi motoru odpovídajícími použité úplné charakteristice a parametrům testovacího vozidla Renault. Neuvádí skutečné množství paliva, jenž bylo spotřebováno během testovacích jízd, pro účely porovnání jsou však výsledky vhodné. I přes chyby vnesené výpočtem se hodnoty spotřeby blíží hodnotám udávaných výrobcem pro testovací vozidlo. Úplnou charakteristiku, jenž jsem pro účely měření zvolil můžeme považovat za vhodnou.

	Jízdní styl s důrazem na efektivitu - strategie č. 1	Jízdní styl bez dodržování zásad pro nízkou spotřebu - strategie č. 2	Jízdní styl s důrazem na krátkou dobu jízdy - strategie č. 3
Délka tratě [km]	15,698	15,701	15,695
Doba jízdy [min]	16,29	15,07	14,2
Průměrná rychlost [km·h ⁻¹]	57,8	62,5	66,3
Výsledná spotřeba [kg]	0,648	0,744	0,912
Výsledná spotřeba [l]	0,864	0,992	1,216
Teoretická spotřeba při dané strategii na 100 km [l]	5,5	6,61	7,75
Teoretická úspora paliva v % při dané strategii na 100 km oproti strategii č.2	16,8	0	-17,2
Teoretická úspora nákladů za palivo v Kč při dané strategii na 100 km oproti strategii č.2	36,63	0	-37,62
Teoretická časová úspora v minutách při dané strategii na 100 km oproti strategii č.2	-7,49	0	5,54

Tabulka 2: Vyhodnocení výsledků měření

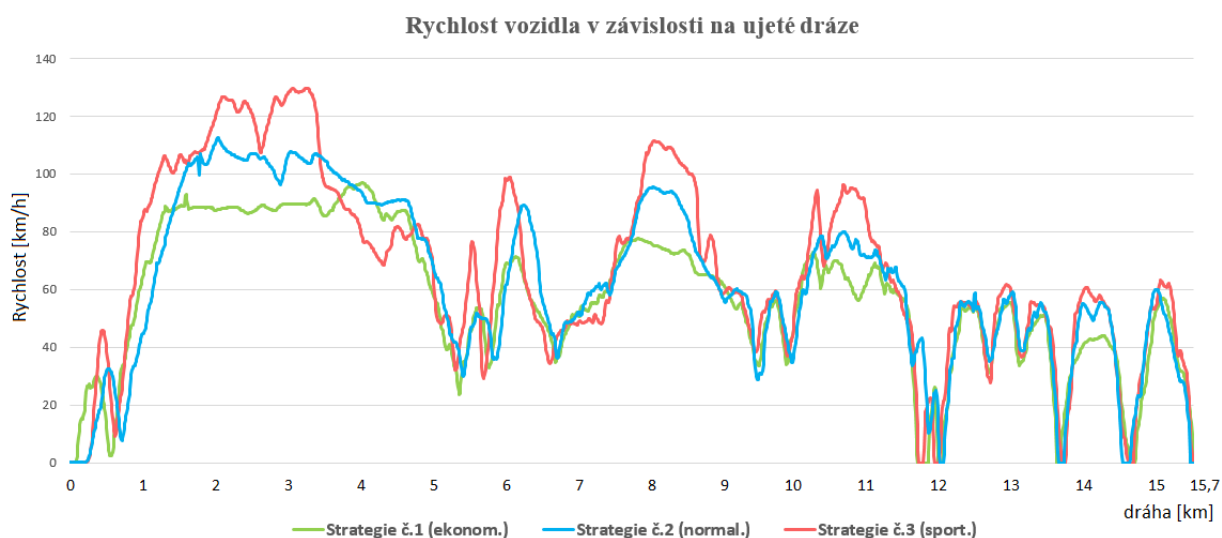
Pro názornější porovnání jsem výsledné hodnoty spotřeby přepočítal na 100kilometrovou dráhu při dodržování zásad dané strategie. Dále jsem uvedl procentuální úsporu paliva vzhledem ke strategii č. 2, tuto úsporu jsem vyčíslil i finančně pro cenu benzínu Natural 95 - 33Kč/litr, což byla průměrná cena za litr v olomouckém kraji v době

měření. Uvedl jsem také porovnání časové úspory jízdy proti strategii č. 2. Hodnoty záporných úspor uvedených v tabulce 2 značí navýšení oproti strategii č. 2. a jsou označeny červeně.

4.6 Porovnání průběhů jednotlivých strategií

V následující kapitole je pomocí grafů znázorněno, jakými průběhy jízd bylo výsledných hodnot pro dané strategie dosaženo.

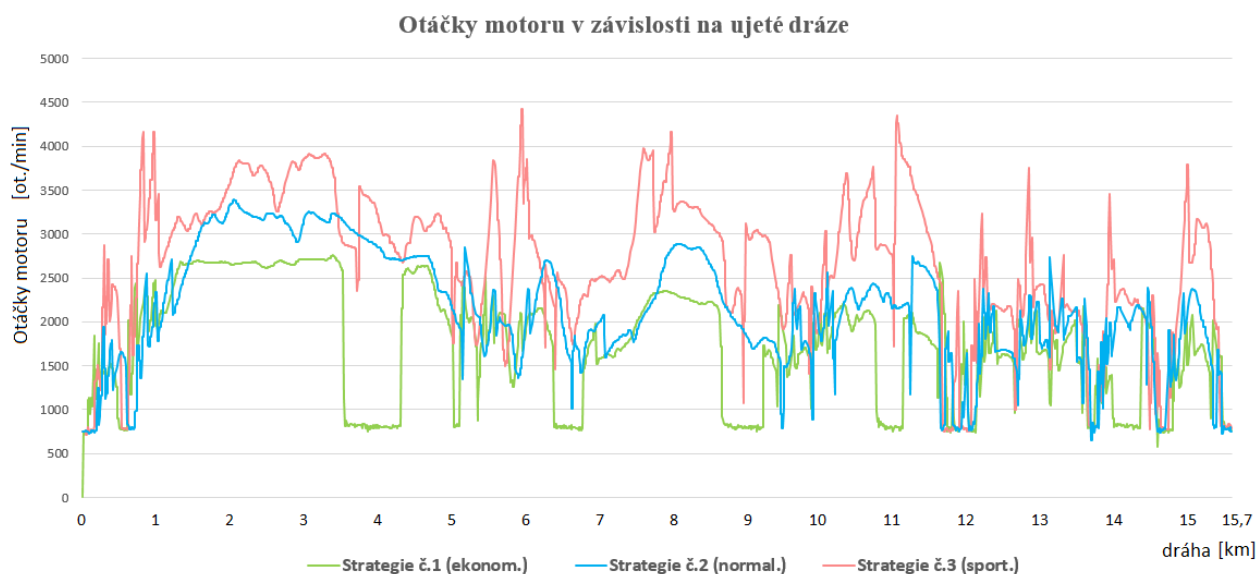
4.6.1 Rychlost vozidla v závislosti na ujeté dráze



Obrázek 11: Rychlost vozidla v závislosti na ujeté dráze

Z průběhu rychlostí je zřejmé, že se podařilo dosáhnout shodných počtů zastavení a rozjezdů, což se pozitivně projevilo na přesnosti měření. Výraznější rozdíl rychlostí můžeme pozorovat při jízdě po dálnici a silnici 2. třídy, kde má výrazný vliv na spotřebu exponenciálně se zvyšující odpor vzduchu, zároveň při jízdě na čas lze dosáhnout vysoké časové úspory při využití dálničních rychlostních limitů.

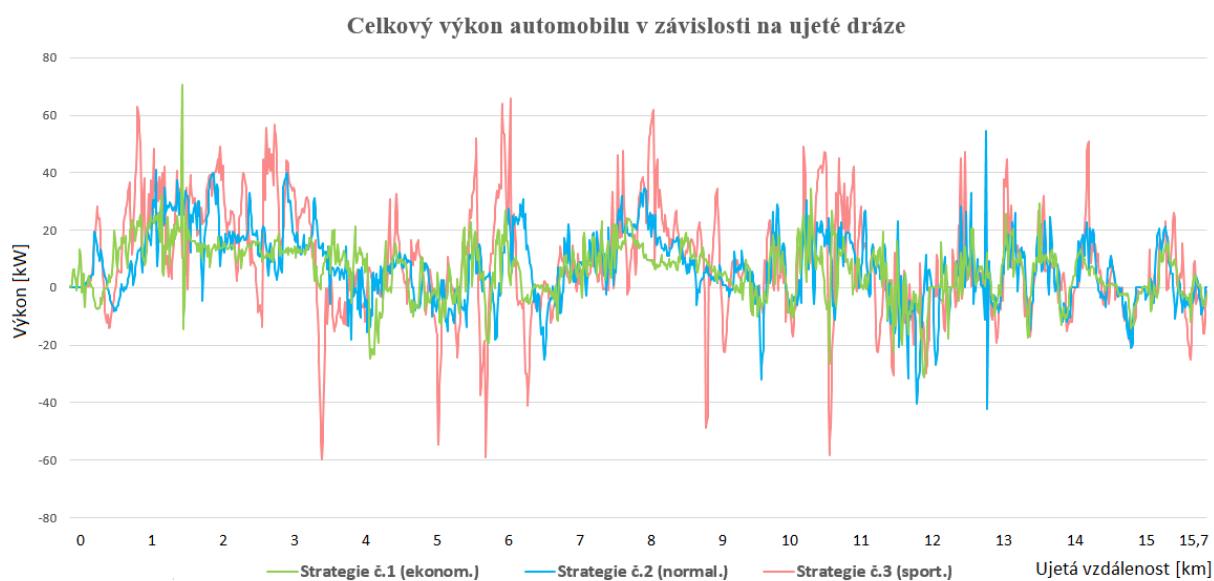
4.6.2 Otáčky motoru v závislosti na ujeté dráze



Obrázek 12: Otáčky motoru v závislosti na ujeté dráze

Zobrazení otáček motoru v závislosti na ujeté vzdálenosti zřetelně ukazuje, jak velkou část cesty byla při jízdě strategií s důrazem na efektivitu vyřazena rychlost a otáčky motoru na volnoběžných hodnotách. Nedochovalo tak k odpojování vstřikování paliva, ale k maximálnímu využití kinetické energie vlivem nízkých ztrát motoru při jeho volnoběžných otáčkách. Naopak u strategie č. 3 byl motor udržován ve vyšších otáčkách vzhledem k potřebě dosahování vyšších výkonů.

4.6.3 Výkon motoru v závislosti na ujeté dráze



Obrázek 13: Celkový výkon automobilu v závislosti na ujeté dráze

Testovací automobil má podle technické specifikace maximální výkon motoru 70 kW. Nejvyšší vypočítaná hodnota výkonu při strategii zaměřené na krátkou dobu jízdy činila 65,8 kW, motor však během testovacích jízd nebyl vytáčen do otáček, kdy zmíněných 70 kW dosahuje, vypočítané hodnoty výkonu můžeme považovat za odpovídající.

Hodnoty v grafu na obrázku č.13 nacházející se pod nulovou hodnotou výkonu ukazují celkový brzdňý výkon v daném okamžiku. Je patrné, že při strategii č.3 bylo výkonu motoru i brzd ve značné míře využíváno, naopak při jízdě strategií č.1 bylo dbáno na co nejvyšší plynulost.

5 Provozně technické zhodnocení

5.1.1 Strategie č. 1 – Jízdní styl s důrazem na efektivitu

Při jízdě touto strategií jsem striktně dodržoval styl jízdy definovaný v kapitole 3.2.1, což se v praxi projevilo častým vyřazováním na volnoběh, udržováním nižších rychlostí a otáček motoru, průměrná rychlost byla s hodnotou $57,8 \text{ kg.h}^{-1}$ nejnižší. Přibližná teoretická úspora je při ceně benzínu 33 Kč/litr asi 37 Kč na 100 kilometrů, doba jízdy se přitom zvýší znatelně, ne však zásadně. Další snížení spotřeby by bylo možné například úpravou průjezdů zatáčkami. Šlo by o zvětšení poloměru jejich průjezdu, kdy by byla využívána celá šíře komunikace. Dosáhnout nižších nákladů za palivo by se rovněž dalo uskutečněním jízdy v nočních hodinách, kdy je výrazně nižší hustota provozu, a zároveň má nasávaný vzduch do motoru pravděpodobně nižší teplotu, čímž dochází k mírnému zvýšení účinnosti motoru.

5.1.2 Strategie č 2 - Jízdní styl bez dodržování zásad pro nízkou spotřebu

Doba, ze kterou jsem testovací trasu ujel při dodržování zásad této strategie, je 15,07 minut, tedy přibližně o minutu rychleji než v předchozím případě. Teoretická spotřeba na 100 kilometrů by byla 6,61l, což téměř přesně odpovídá, byť poměrně nepřesné, udávané spotřebě od výrobce dle NEDC. Během této testovací jízdy jsem nevyřazoval rychlostní stupeň při každé možné příležitosti, tím se snížil počet potřebných úkonů pro ovládání vozidla. Při dojíždění k překážce jsem z pravidla z pátého či čtvrtého rychlostního stupně podřadil na stupeň třetí a z něj pak při minimálních možných otáčkách rovnou vyřadil. Vozidlo tak zpomalovalo bez výraznějšího sešlápnutí brzd a částečně při nulové spotřebě. Dálniční rychlost jsem udržoval na hodnotě přibližně 110 km/h. To se mi jevilo jako dobrý kompromis mezi spotřebou, dobou jízdy a akustickým komfortem. Protože se pravděpodobně bude jednat o nejčastěji používanou strategii, použil jsem ji v tabulce 2 jako etalonovou pro porovnání s dalšími strategiemi.

5.1.3 Strategie č 3 - Jízdní styl s důrazem na krátkou dobu jízdy a využitím maximálního výkonu vozidla

Jízdním stylem s důrazem na krátkou dobu jízdy jsem dosáhl časové úspory 0,87 minuty při navýšení spotřeby o 17,2 % při průměrné rychlosti 66,3 km/h. Během jízdy jsem často plně využíval dynamických možností vozidla, rovněž také brzd. Téměř pětina nárůst spotřeby oproti strategii č. 2 a tím i nákladů není zanedbatelný, z pohledu četnosti využívání tohoto stylu však dlouhodobě nepůjde o významné hledisko.

Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo definovat jízdní strategie pro osobní motorové vozidlo a posoudit jejich vliv na provozní spotřebu paliva. Podle těchto strategií jsem projel testovací trasu a nasbíral jsem potřebná jízdní data, která mi posloužila pro teoretický výpočet a porovnání jednotlivých spotřeb.

Pro výpočet jsem využil znalostí nabytých v teoretické části a pomocí programu MS Excel jsem nasbíraná jízdní data při použití vhodně zvolené úplné charakteristiky vyhodnotil. Ověření skutečně spotřebovaného paliva během testování nebylo z důvodu chybějící měřicí techniky bohužel možné, vypočítané hodnoty však odpovídaly předpokladům a můžeme je považovat za relevantní.

Ve vyhodnocení zmiňuji finanční, respektive časovou výhodnost při použití konkrétní strategie. Je třeba uvést, že jsem se v této práci nezabýval opotřebením jednotlivých komponent vozidla, a tím vlivem na dlouhodobé provozní náklady, jež mohou mít z dlouhodobého hlediska na finanční náročnost provozování vozidla nemalý vliv. Nicméně zde bude velmi záležet na konkrétním případě, vozidle apod.

V této práci se mi podařilo prokázat, že volba adekvátní jízdní strategie může zefektivnit jízdu při minimálním navýšení doby jízdy a také že při využívání výkonového potenciálu automobilu můžeme docílit, při dodržování silničních pravidel, zkrácení doby jízdy, množství spotřebovaného paliva ale bude znatelně vyšší.

Použitá literatura

- [1] ŠIROKÝ, Jaromír. Mechanika v dopravě II: příklady. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2006. ISBN 80-248-1252-5.
- [2] VLK, František. Úlohy z dynamiky motorových vozidel. Brno: VLK, 2001. ISBN 80-238-6574-9
- [3] VLK, F. Dynamika motorových vozidel. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. 1. vyd. 434 s. ISBN 80-238-5273-6
- [4] VLK, František. Vozidlové spalovací motory. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-8756-4
- [5] VLK, František. *Automobilová technická příručka*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-9681-4
- [6] KYSELA, Ladislav a Jiří TOMČALA. Spalovací motory. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0435-2
- [7] VALA, M., TESAŘ, M. Teorie a konstrukce silničních vozidel I.. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2002. 1. vyd. 229 s. ISBN 80-7194-503-X.
- [8] HORNIČEK, J. Jezdíme ekonomicky. Brno: Computer Press, 2008. 1. vydání 147 stran. ISBN 978-80-251-1624-1.
- [9] ŠIROKÝ, Jaromír. Pohyb silničních vozidel [online]. [cit. 2018-17-12]. Dostupné z http://homen.vsb.cz/~sl95/mvd/mvd_ram.htm
- [10] RAUSCHER, Jaroslav. SPALOVACÍ MOTORY - Dostupné z <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Spalovaci%20motory%202005.pdf>
- [11] Internetový zdroj: <https://www.audi.cz/wltp/co-je-wltp>
- [12] Internetový zdroj: <https://autobible.euro.cz/nove-metodiky-mereni-wltp-rde-reforma-vyhodou-zakazniky/>
- [13] Internetový zdroj: <http://www.autoforum.cz/technika/otacky-motoru-a-spotreba-paliva-co-je-efektivni-a-proc/>
- [14] Internetový zdroj: <https://www.auto.cz/chcete-jezdit-usporneji-vyrazujte-na-neutral-64058>
- [15] Internetový zdroj: <https://www.blog.autodiagnostik.cz/autodiagnostika-eobd/>
- [16] Internetový zdroj: <http://renault.katalog-automobilu.cz>
- [17] Internetový zdroj: <http://bagry.cz>